

DESARROLLO DE UN NUEVO MECANISMO ESTABILIZADOR PARA CARRO DE PUENTE GRÚA

RESUMEN

En este proyecto se ha diseñado un estabilizador para puente grúa. Se ha utilizado un mecanismo novedoso basado en el mecanismo de Kempe. La principal particularidad de este mecanismo es que a partir de un movimiento circular se obtiene un movimiento traslacional puramente vertical. Un plano entero se desplaza hacia arriba y hacia abajo sin experimentar ninguna traslación lateral. Dicho plano permanece paralelo al suelo en todo momento. El ámbito de aplicación para el que está pensado este mecanismo es la industria del automóvil, para trasladar carrocerías de coche y realizar trabajos de fabricación y/o montaje en ella.

Cuando se bloquea el único grado de libertad del mecanismo nos queda una estructura que estabiliza la carga, impidiendo que oscile. Esta estructura debe ser lo suficientemente rígida para no sufrir desplazamientos aunque el operario o un robot estén trabajando sobre la carrocería.

La primera fase del proyecto ha sido analizar el mecanismo cinemática y dinámicamente. Para estos análisis se ha utilizado el *software* SimMechanics incluido en Simulink, el módulo de MatLab. Gracias a esto se han podido hacer decisiones de cara al diseño del mecanismo. El análisis cinemático se ha hecho a partir de un movimiento posible del mecanismo. El análisis dinámico se ha hecho a partir de una hipotética fuerza que actuaría sobre la estructura cuando se trabaja sobre la carga.

La segunda fase ha consistido en el diseño completo del mecanismo y su construcción virtual. Se ha utilizado el programa Autodesk Inventor. A partir de los modelos esquemáticos con los que se ha trabajado anteriormente se debe construir una estructura real, con elementos reales, en tres dimensiones y atendiendo a detalles constructivos, tolerancias, elementos normalizados...

Para finalizar, se ha hecho un cálculo mediante el método de los elementos finitos para determinar el desplazamiento que sufriría la carga ante la hipotética fuerza antes mencionada, y así comprobar que la estructura es válida para el fin buscado.

Índice general

1. Introducción	1
2. Estado del arte	5
2.1. Investigación bibliográfica	5
2.2. Investigación de patentes	5
3. Mecanismo de Kempe	11
4. Análisis cinético-dinámico	15
4.1. Metodología	20
4.2. Cinemática	20
4.3. Dinámica	24
4.3.1. Influencia de la fuerza	25
4.3.2. Influencia del momento	27
4.3.3. Análisis dinámico global	29
5. Construcción	31
5.1. Modelo tridimensional	31
5.2. Construcción del modelo	33
6. Método de los elementos finitos	37
7. Conclusiones	41
7.1. Líneas futuras de trabajo	41
7.2. Conclusiones personales	42
Bibliografía	43

Índice de figuras

1.1. Puente grúa	1
2.1. Mecanismo de Scott-Russel y mecanismo de tijera.	6
2.2. Mecanismo de Sarrus	6
2.3. Sujeción exclusivamente mediante cables. Rofa Rosenheimer [7]	6
2.4. Sujeción mediante cables que se cruzan. Eisenmann Maschinenbau [6]	7
2.5. Columnas telescópicas. Siemens [8]	8
2.6. Mecanismo abatible. TMS Produktionsysteme [4]	8
2.7. Brazos articulados. Eisenmann Maschinenbau [5]	9
2.8. Mecanismo de tijera. DÜRR [18]	9
2.9. Mecanismo de Sarrus. DÜRR [18]	10
3.1. Mecanismo de Peaucellier.	11
3.2. Mecanismo de Kempe.	12
3.3. Primera transformación del mecanismo de Kempe.	12
3.4. Segunda transformación del mecanismo de Kempe.	12
3.5. Mecanismo de Kempe-IGM.	13
4.1. Ángulos en el mecanismo	16
4.2. Variante original 4:2:1	17
4.3. Variante 1:1:1	18
4.4. Variante $a < b$	19
4.5. Cinemática del ángulo ϵ	22
4.6. Cinemática del ángulo α	23
4.7. Cinemática del ángulo β	23
4.8. Fuerzas en las articulaciones	26
4.9. Esfuerzos axiales en Mefi	27
4.10. Esfuerzos cortantes y flectores en Mefi	28
5.1. Modelo tridimensional	32
5.2. Modelo tridimensional en SimMechanics	33
5.3. Modelo tridimensional en Inventor	36
5.4. Detalle del eje F	36

6.1. Ensamblado del modelo en ABAQUS	38
6.2. Tensiones	39
6.3. Detalle del diagrama de tensiones	40
6.4. Deformada e indeformada del modelo.	40

Índice de cuadros

4.1. Giros en el mecanismo	21
4.2. Tendencia de los ángulos cuando la estructura se estrecha ($\frac{a}{b} \searrow$)	22
4.3. Datos de entrada para simular la dinámica	26

Capítulo 1

Introducción

En este proyecto se estudia un sistema novedoso para la elevación y transporte de carrocerías de automóvil. Dicho sistema está basado en el mecanismo de Kempe, que transforma movimientos giratorios en movimientos puramente traslacionales. Estudios previos señalan que este sistema de transporte es más rígido que las soluciones que se utilizan habitualmente en la industria. Este proyecto quiere hacer un estudio más exhaustivo de la rigidez de esta nueva grúa.

Un puente grúa es un sistema de transporte utilizado en la industria. Consiste en un carro que se mueve a lo largo de unos raíles. Dichos raíles pueden a su vez desplazarse paralelamente al suelo y perpendicularmente a su propia dirección. Además, la carga puede ser elevada. Tenemos por tanto tres movimientos posibles: traslación de la grúa, traslación del carro y elevación.

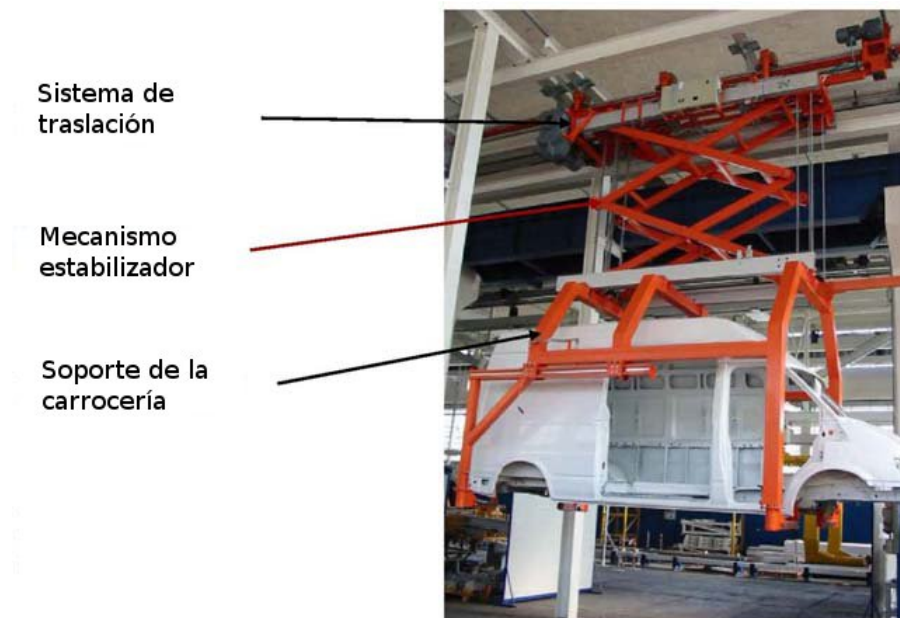


Figura 1.1: Puente grúa

La función principal de un puente-grúa es el transporte y elevación de materiales o maquinaria, generalmente en procesos de almacenamiento o curso de fabricación, en el interior de una nave industrial. En este sentido resulta fundamental en cualquier nave, puesto que las máquinas suelen ser muy pesadas y porque generalmente no sobra mucho espacio que nos dé margen de maniobra. Tal es su importancia que su existencia condiciona la forma de las naves industriales: generalmente se diseñan de forma rectangular alargada. De esta manera es sencillo disponer carriles en las paredes de mayor longitud, normalmente las laterales, que soporten los extremos de la grúa en sí, a lo largo de la cual se trasladará el carro.

Otra función de este tipo de instalaciones es el de transporte durante el proceso de montaje. La carga debe poder ser elevada a distintas alturas dependiendo del trabajo que haya que realizar sobre ella. En estos casos puede no ser necesario el movimiento de traslación de la grúa completa.

En una grúa así cobra importancia la estabilidad de la carga. Los cables de acero soportan el peso pero no pueden mantener la carga quieta. No se puede trabajar correctamente sobre la carga si esta se mueve. Además esto sería fuente de imprecisiones. Por todo esto es necesario un mecanismo que una vez bloqueado sea una estructura lo suficientemente rígida para poder operar sobre la carga.

Este proyecto se centra en transportadores de carrocerías en la industria del automóvil. Para diferentes trabajos en el proceso de montaje, la carrocería debe posicionarse a diferentes alturas respecto del suelo. El sistema de elevación que permita esta función debe ser lo suficientemente rígido. Los trabajos que se hacen sobre la carga se traducen en fuerzas sobre ella. Una grúa poco rígida tendrá como resultado un desplazamiento no deseado de la carga durante el proceso de montaje. Los sistemas empleados actualmente tienen una rigidez que no siempre es satisfactoria para las tareas requeridas.

El Instituto de Dinámica de Máquinas y Mecanismos de Transmisión (IGM¹ en sus siglas en alemán) de la Escuela Técnica Superior de Renania del Norte-Westfalia de Aquisgrán (RWTH Aachen²) trabaja en un mecanismo novedoso para estabilizar la carga en este tipo de transportadores. Dicho mecanismo está basado en el anteriormente citado mecanismo de Kempe. Como se ha indicado al comienzo de esta introducción, el mecanismo de Kempe proporciona movimientos traslacionales a partir de movimientos giratorios, con una especial disposición de sus barras. A la inversión cinemática resultante la podemos denominar *mecanismo IGM*.

Un punto importante a destacar es que el movimiento traslacional de salida del mecanismo no precisa ningún tipo de guiado. Esto significa que dicha traslación tiene lugar sobre un extremo libre de alguna de las barras. Existen otros acoplamientos más sencillos, como el mecanismo motor, que también transforman un giro en una traslación, pero el punto que traslada debe ser guiado. Una aplicación como la aquí estudiada, de cierto tamaño, necesitaría unas guías relativamente largas con su consiguiente coste económico.

Mi trabajo en este proyecto ha tenido varias fases. En primer lugar, se ha analizado

¹*Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik*

²*Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen*

cinemática y dinámicamente este mecanismo. Para esta tarea se ha empleado el módulo SimMechanics, que es parte de Simulink, a su vez parte de MatLab. Con SimMechanics se puede hacer el modelo tridimensional de un mecanismo en el entorno de Simulink. Existen bloques para definir cuerpos, uniones, accionamientos, etc. Este análisis ha permitido dimensionar el mecanismo de cara a una futura construcción del mismo.

La segunda fase es la construcción del modelo. En esta fase se concibe el mecanismo tal y como sería en la realidad. Se piensa una disposición tridimensional de las barras, las uniones, elección de perfiles y ejes, etc. El resultado se plasma en un modelo realizado con el software *Autodesk Inventor*, programa de CAD en 3D.

Para finalizar, se hace un análisis del mecanismo mediante el método de los elementos finitos. Para esta labor se utiliza el programa ABAQUS. Se comparan los resultados con los obtenidos anteriormente por el IGM por otros medios, como el Studienarbeit de B. Feuze [9], que se presumen menos acertados o precisos.

En esta memoria se habla indistintamente de *mecanismo* y *estructura*. No se hace por confusión de ambos términos. La base de este proyecto es un mecanismo, con un grado de libertad. Este grado de libertad se puede bloquear. Entonces tenemos una estructura cuya rigidez nos interesa que sea elevada.

Salvo que se indique lo contrario, en este proyecto se trabaja en unidades del Sistema Internacional. Es posible que los programas informáticos utilizados trabajen sin unidades. En estos casos, se utiliza implícitamente el Sistema Internacional.

Capítulo 2

Estado del arte

2.1. Investigación bibliográfica

En la literatura de mecanismos de transmisión se encuentra el apartado de acoplamientos mecánicos. En estos mecanismos hay elementos, como las bielas, que no están ligadas directamente a la bancada, sino que sirven de unión entre otros elementos del mecanismo. Esta biela puede seguir trayectorias muy diferentes y su misión es transmitir el movimiento o la fuerza entre las distintas partes del mecanismo. Los mecanismos de un grado de libertad se pueden considerar como sistemas con una entrada y una salida. En la industria, donde los motores eléctricos están muy extendidos, es muy habitual que el movimiento de entrada a cualquier mecanismo sea un movimiento giratorio.

Para el fin buscado en este proyecto se busca un mecanismo capaz de transformar un movimiento giratorio en una traslación recta perpendicular al suelo. Además, dicho mecanismo debe ser altamente rígido cuando se bloquee su único grado de libertad.

Un mecanismo de estas características se puede conseguir mediante la ampliación de un mecanismo que traslade un punto de una barra a lo largo de una recta o mediante el desarrollo de un mecanismo nuevo en el cual un plano común a las bielas en cuestión se traslade de manera rectilínea.

Un ejemplo típico del primer tipo es el llamado mecanismo en tijera. Este se obtiene a partir del mecanismo de Scott-Russell, una modificación del mecanismo motor. Duplicado y superpuesto tenemos el mecanismo en tijera, como ilustra la figura 6.4.

Un ejemplo típico del segundo tipo es el llamado mecanismo de Sarrus. Este acoplamiento espacial convierte un movimiento circular limitado a un movimiento rectilíneo.

2.2. Investigación de patentes

En la industria se encuentran dos tipos de elevadores para el montaje de carrocerías de vehículos.

En un primer tipo se pueden englobar los sistemas en los que la plataforma transpor-

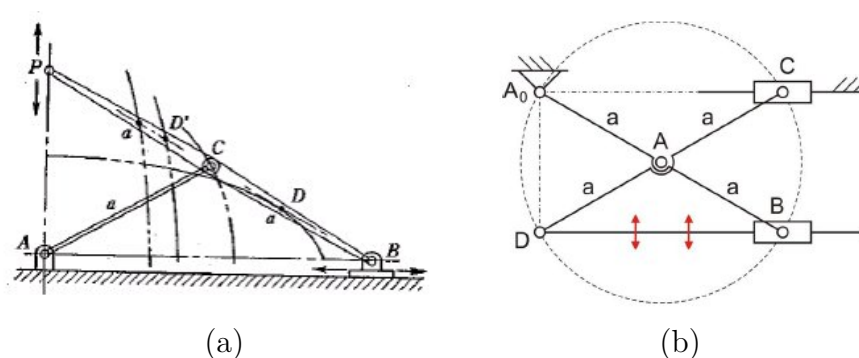


Figura 2.1: (a) Mecanismo de Scott-Russel. (b) Mecanismo de tijera.

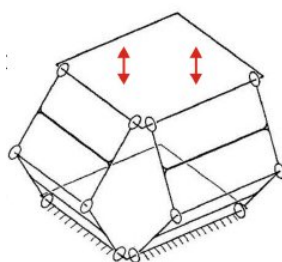


Figura 2.2: Mecanismo de Sarrus

tadora está colgada de la parte superior mediante cables (ver figura 2.3). El enrollado y desenrollado de dichos cables alrededor de los tambores correspondientes da lugar a la elevación y descenso de la plataforma. Un elevador de este tipo presenta una escasa rigidez. Cualquier pequeña fuerza sobre la carga en dirección transversal provocará el balanceo de la misma con mucha facilidad.

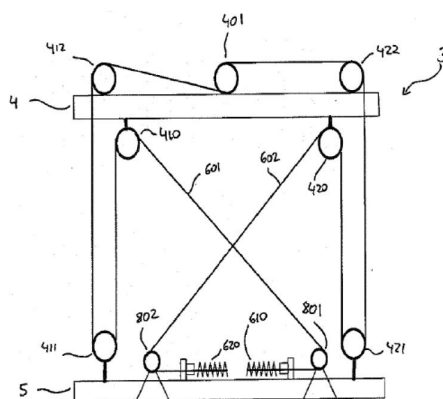


Figura 2.3: Sujeción exclusivamente mediante cables. Rofa Rosenheimer [7]

Variantes como la de Eisenmann Maschinenbau [6] (ver figura 2.4) muestran una

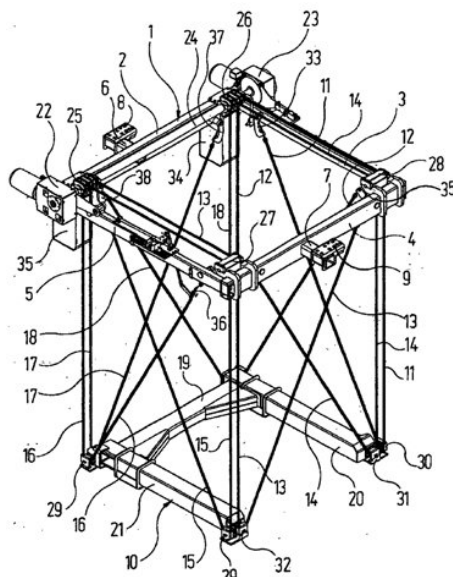


Figura 2.4: Sujeción mediante cables que se cruzan. Eisenmann Maschinenbau [6]

manera de dar rigidez a estos elevadores. Se trata de utilizar un par de cables tractores en los laterales del elevador, simétricamente colocados. En cada plano lateral los cables deben cruzarse en un punto próximo a aquel donde se cortan las diagonales de dicho plano. Lógicamente, lo más conveniente es que haya cables en los cuatro laterales. De esta manera se reduce el balanceo durante el transporte pero la rigidez sigue siendo insuficiente ante acciones externas como las que provoca el trabajar sobre la carga.

Este primer tipo no es lo más adecuado para el objeto de este proyecto; sin embargo, este es el tipo de puente grúa más habitual para el transporte de maquinaria. En esos casos no se necesita que el transportador sea rígido.

El segundo tipo comprende los elevadores en los que un sistema de guiado asegura la estabilidad de la carga. Este sistema está construido entre la parte superior, que podemos considerar la bancada de nuestro mecanismo, y la plataforma que sostiene la carga. Su misión es que esta plataforma no tenga desplazamientos laterales. Los sistemas empleados hasta ahora en la industria no han demostrado tener una gran rigidez.

Este proyecto tiene como objeto de estudio un sistema de este segundo tipo. A continuación se presentan varias soluciones que se han desarrollado en la industria.

Columnas telescópicas (figura 2.5): Una columna telescópica se compone de dos brazos telescópicos que se cruzan. Para elevar o descender la carga se acortan o se extienden los brazos. La longitud mínima de estos condiciona la altura máxima a la que se puede subir la carga. Naves con techos no muy altos pueden ser un problema. Por motivos de accesibilidad a la carga, esta suele estar situada a un lado de la columna. Por ello, la estructura está sometida a flexión.

Mecanismo abatible (figura 2.6): Este término se aplica a elevadores compuestos

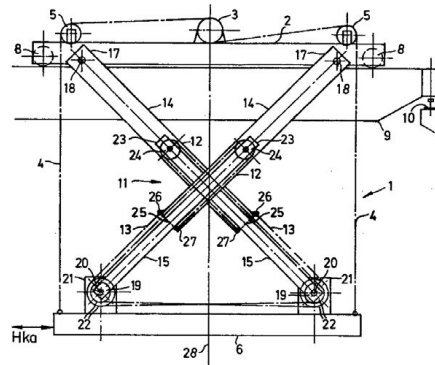


Figura 2.5: Columnas telescópicas. Siemens [8]

de al menos dos bielas. Estas bielas están dispuestas en forma de Y. Una de ellas está unida, pero no fija, a la bancada, mientras que la otra está unida a la plataforma de la carga a través de otra barra. Duplicando barras se consigue aumentar la rigidez. La gran desventaja es que con la carga elevada se dificulta el acceso a la carga.

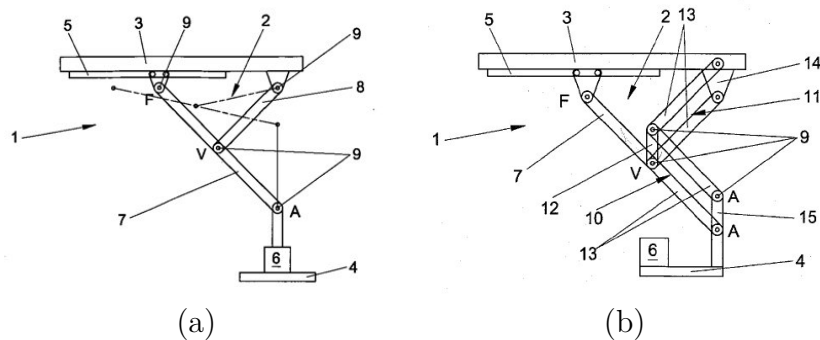


Figura 2.6: (a) Mecanismo abatible sencillo. (b) Mecanismo abatible rigidizado.
TMS Produktionsysteme [4]

Sistema de brazos articulados (figura 2.7): Este sistema se compone de al menos un brazo articulado que une la bancada superior con la parte inferior, donde se coloca la carga. Las uniones arriba y abajo serán apoyos articulados. Aquí la ventaja radica en que se obtiene un movimiento casi puramente vertical.

Mecanismo de tijera (figura 2.8): Este es uno de los sistemas estándar de brazos articulados utilizados en la industria del automóvil. Está compuesto por cuatro barras de igual tamaño que se entrecruzan dos a dos. Cuando la carga sube y baja, estas barras se abren y se cierran asemejándose a unas tijeras. Al abrirse (con la carga elevada) aumenta también la anchura del sistema. Durante la elevación el movimiento es puramente vertical y paralelo al techo y suelo.

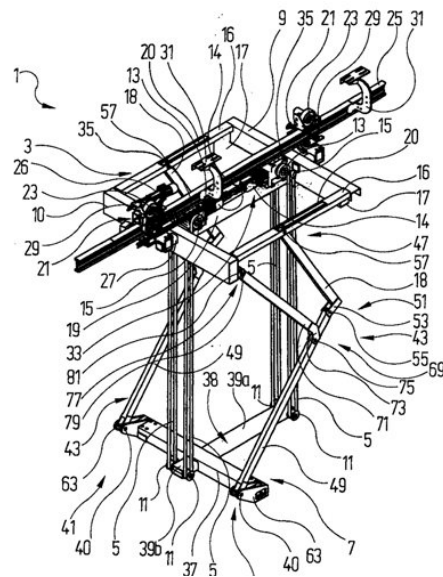


Figura 2.7: Brazos articulados. Eisenmann Maschinenbau [5]

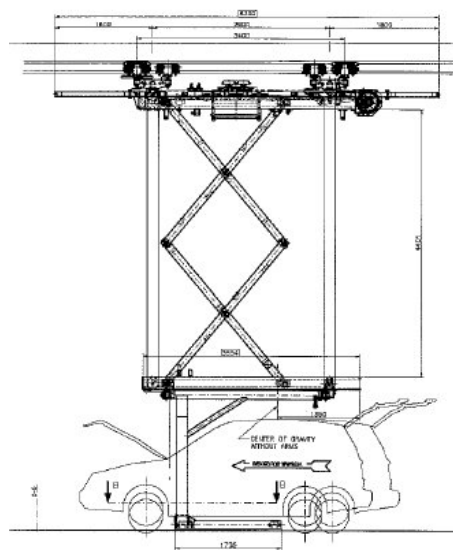


Figura 2.8: Mecanismo de tijera. DÜRR [18]

Mecanismo de Sarrus (figura 2.9): A diferencia de los anteriores mecanismos, que pueden considerarse planos, el mecanismo de Sarrus es espacial. También proporciona un movimiento puramente vertical. Aquí los brazos articulados, elementos que en aproximación son unidimensionales, se sustituyen por elementos bidimensionales. Cada "brazo" es un conjunto de dos placas unidas con una bisagra.

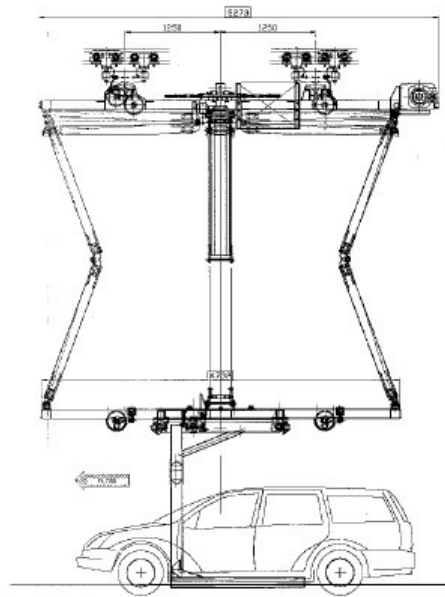


Figura 2.9: Mecanismo de Sarrus. DÜRR [18]

Capítulo 3

Mecanismo de Kempe

El mecanismo desarrollado por Kempe está basado en el mecanismo de Peaucellier. Peaucellier fue el primero en lograr un mecanismo que transformara un movimiento circular en uno rectilíneo. El giro de la barra móvil de longitud a (ver figura 3.1) en torno al punto de unión con la bancada hace que el punto P se traslade a lo largo de una recta perfectamente perpendicular a la bancada, sin necesidad de guías de ningún tipo. La base del mecanismo es un rombo superpuesto a un deltoide.

El mecanismo que ideó Kempe (figura 3.2) se compone de dos deltoides. Uno de ellos está unido a la bancada. El punto a guiar está unido al otro. El movimiento aquí es paralelo a la bancada y se limita a un punto. Kempe desarrolló este mecanismo y logró obtener un movimiento rectilíneo y paralelo de un plano.

El primer paso consiste en abatir la parte derecha de forma que los deltoides estén uno encima del otro. El movimiento del punto es ahora vertical (figura 3.3).

En el segundo paso (figura 3.4) Kempe modifica un par de barras gracias al cual, ahora sí, el movimiento del plano superior es vertical al tiempo que se mantiene paralelo en todo momento. Observando esta estructura se pueden distinguir dos paralelogramos y dos deltoides. Se podría decir que el mecanismo de Peaucellier que esconde el sistema guía verticalmente la parte superior y que los paralelogramos consiguen que se

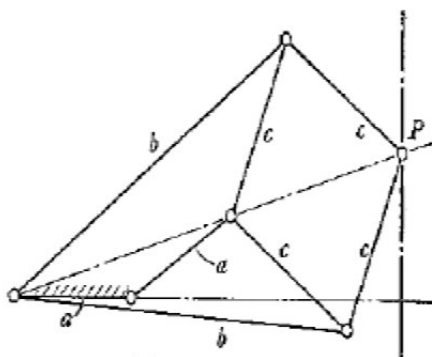


Figura 3.1: Mecanismo de Peaucellier.

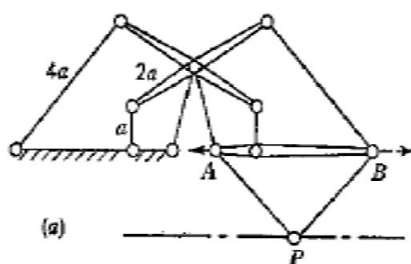


Figura 3.2: Mecanismo de Kempe.

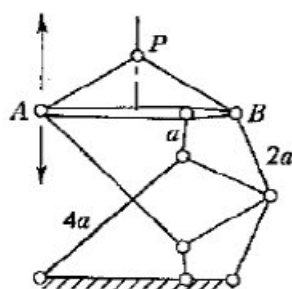


Figura 3.3: Primera transformación del mecanismo de Kempe.

mantenga recta.

Volteando el mecanismo tenemos el diseño con el que se ha trabajado durante la realización de este proyecto (figura 3.5).

Una correcta elección de las longitudes de las barras así como de los perfiles proporciona una buena rigidez al mismo tiempo que unas propiedades cinemáticas y cinetoestáticas satisfactorias.

En la grúa real, la barra inferior, donde está colocado el soporte donde irá la carga, está suspendida por cables. El movimiento de elevación se hace arrollando y desenrollando dichos cables, como en un puente grúa habitual. La única misión de la estructura

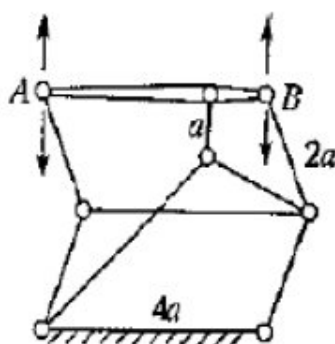


Figura 3.4: Segunda transformación del mecanismo de Kempe.

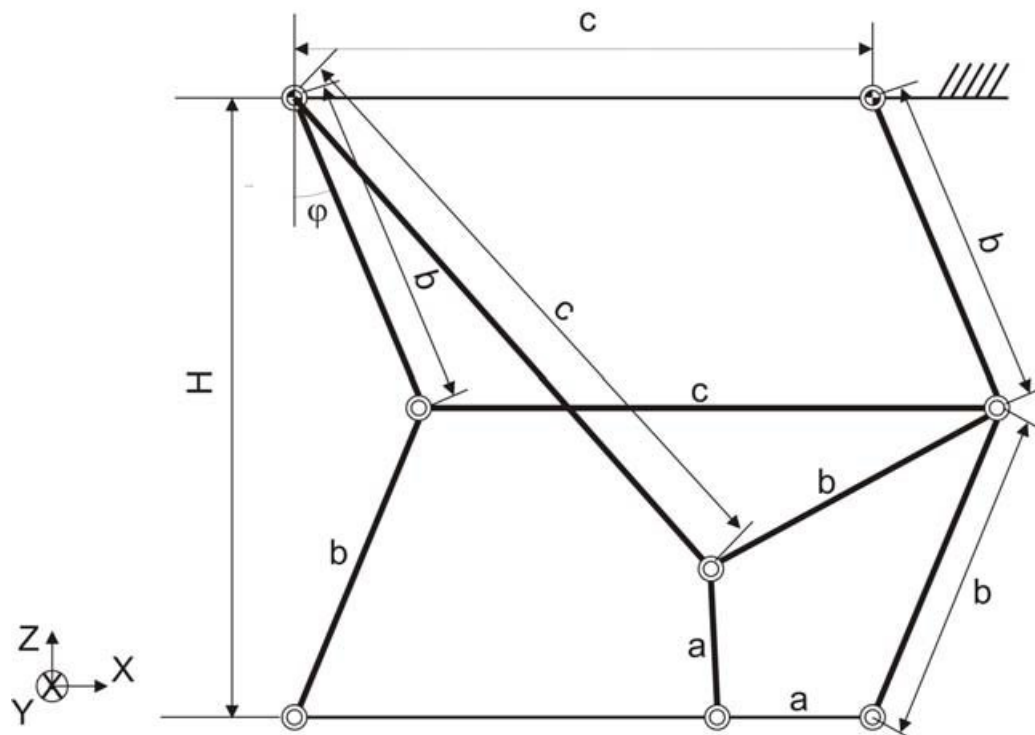


Figura 3.5: Mecanismo de Kempe-IGM.

es estabilizar la carga. El peso propio de la grúa y el peso de la carga son soportados por los cables.

Capítulo 4

Análisis cinético-dinámico

La primera parte de este proyecto ha consistido en un análisis cinemático y dinámico de la estructura de Kempe anteriormente citada (figura 3.5). Se ha utilizado el software MatLab, concretamente el módulo SimMechanics, que forma parte de Simulink. Este tipo de simulaciones es lo que en alemán se llama *MKS*¹ y en inglés *N-body simulation*.

En esta parte del proyecto se trabaja con los elementos de nuestro mecanismo bajo la hipótesis de sólido rígido. Se han construido una serie de modelos en SimMechanics formados por diversos elementos, principalmente cuerpos, uniones, sensores y actuadores.

Body: Simula un cuerpo rígido. Se define por los puntos de sus extremos, masa, centro de masas y demás propiedades geométricas.

Joint: Simula una unión entre dos cuerpos. Las hay rígidas, articuladas... Es posible liberar o bloquear cada uno de los 6 grados de libertad independientemente de los demás.

Sensor: Recoge información cinemática o dinámica y la almacena en una variable de MatLab para su posterior procesado.

Actuator: La entrada es una variable de MatLab. Aplica una fuerza o un par motor del valor de dicha variable.

La estructura a analizar consiste básicamente en dos paralelogramos y dos deltoides, convenientemente unidos y superpuestos. Como ya se ha dicho, está basada en el mecanismo de Kempe, a su vez basado en el de Peaucellier. El movimiento circular de la barra 1 respecto de A_0 provoca que la barra 5 ascienda y descienda en un movimiento puramente vertical. Esta barra 5 se mantiene siempre en posición horizontal.

Por la geometría del sistema, los ángulos en los cuadriláteros son iguales y los ángulos en los deltoides son iguales entre sí. Esto es así porque los cuadriláteros son exactamente iguales, más bien, simétricos respecto de la barra 2, la cual comparten.

¹Mehrkörpersimulation

Por otro lado, los dos deltoides son semejantes. Además, el ángulo mayor de los paralelogramos coincide con el ángulo de los deltoides que se repite (ver figura 4.1).

Tenemos pues únicamente cuatro ángulos diferentes en el mecanismo:

- Paralelogramos
 - ϵ_1 : ángulo pequeño
 - ϵ_2 : ángulo grande
- Deltoides
 - α : ángulo pequeño
 - β : ángulo grande

Si atendemos a giros, esto es, variación de ángulos, se tendrá en cuenta que el giro experimentado por los ángulos ϵ_1 y ϵ_2 es el mismo, y lo denotaremos ϵ .

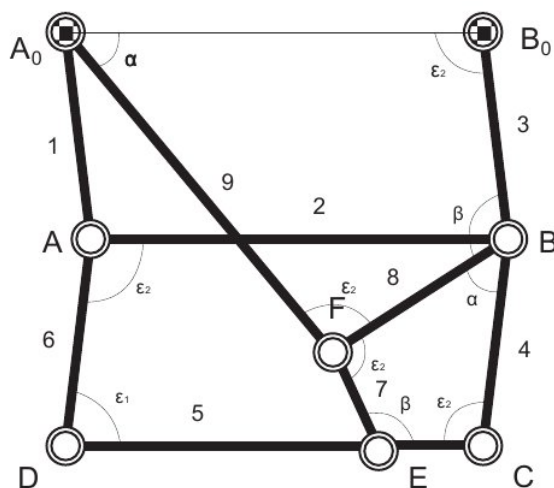


Figura 4.1: Ángulos en el mecanismo

En cuanto a las longitudes de las barras, hay tres longitudes distintas: a , b y c , de mayor a menos tamaño. El mecanismo original basado en Kempe tiene una característica muy particular en lo que se refiere a la longitud de las barras (ver figura 4.2). En él la longitud a es doble de la longitud b y cuádruple de la c :

$$a : b : c = 4 : 2 : 1$$

En cualquier caso, fijando a y b , c queda determinado mediante la siguiente relación:

$$c = \frac{b^2}{a} \quad (4.1)$$

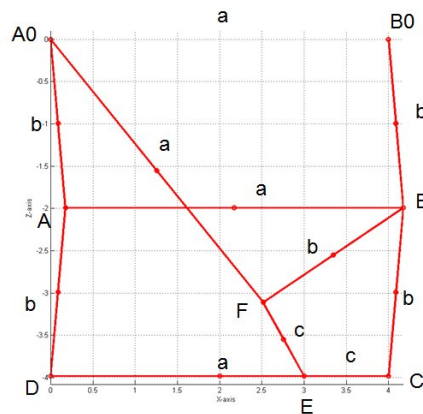


Figura 4.2: Variante original 4:2:1

Uno de los objetivos principales de este proyecto es dimensionar correctamente este mecanismo. Se decide hacer pruebas con distintas relaciones entre longitudes de barra y ver qué pasa tras las simulaciones.

Evitaremos disposiciones muy anchas. El espacio en las naves industriales es limitado. Como límite superior de anchura establecemos el estándar $a = 2b$ (figura 4.2). Se estudiará también la variante donde $a = b$ (figura 4.3). En este caso tenemos:

$$a = b = c$$

y en la estructura resultante los deltoides coinciden plenamente con los cuadriláteros. También se verá qué ocurre cuando $a < b$ (figura 4.4), pero ya se ve desde el principio que la estructura se vuelve muy ancha.

Así pues, se establecen cuatro disposiciones iniciales a simular:

- $a : b = 2 : 1$
- $a : b = 1,5 : 1$
- $a : b = 1 : 1$
- $a : b = 3 : 4$

Se prediseña la estructura con un perfil metálico en viga cajón. Ahora mismo esto sólo sirve para calcular el área transversal de la sección y obtener la masa de la estructura de cara a tener en cuenta las fuerzas de inercia. Estas son inapreciables. Además, nuestro cálculo dinámico tendrá lugar con nuestro mecanismo funcionando como estructura.

Una limitación de SimMechanics es que cada elemento nudo sólo une dos barras entre sí. ¿Qué ocurre en aquellos puntos donde confluyen tres o más barras? En un primer momento se probó uniendo todas las barras de cada nudo entre sí. Como era de esperar, el programa da aviso de que hay ecuaciones redundantes. Y aunque en

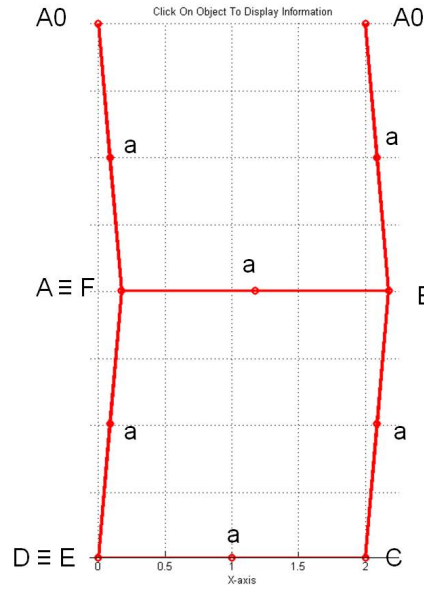


Figura 4.3: Variante 1:1:1

un primer momento eso no sea un problema, podría serlo en simulaciones futuras con mayor grado de complejidad.

Nuestro mecanismo tiene un único grado de libertad. Por tanto, el modelo debe tener igualmente un único grado de libertad. Haciendo uso de la ecuación de Gröbler (4.2) podemos calcular el número y tipo de uniones necesarias:

$$GDL = 6(n - 1 - g) + \sum_{i=1}^g b_i \quad (4.2)$$

donde:

GDL : grados de libertad

n : número de barras

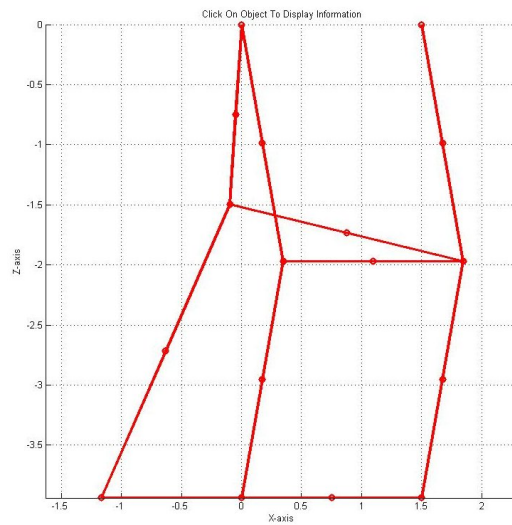
g : número de articulaciones

b_i : libertades de la articulación i

En este caso hay un único grado de libertad, 10 barras (no olvidemos la bancada) y 13 uniones. El número de uniones en cada punto es $(n - 1)$. Por ejemplo, en el nudo A confluyen tres barras; por tanto se modela con dos uniones.

$$6(10 - 13 - 1) + \sum_{i=1}^{13} b_i = 1$$

$$\sum b_i = 25$$

Figura 4.4: Variante $a < b$

En total hay que liberar 25 GDL. Puesto que hay pares cinemáticos que restringen dos GDL y otros que restringen uno, se puede establecer el siguiente sistema de ecuaciones:

$$x + 2y = \sum_{i=1}^g b_i$$

$$x + y = g$$

donde:

x : articulaciones con una libertad

y : articulaciones con dos libertades

y $\sum_{i=1}^g b_i$ y g los mismos que en (4.2).

El sistema queda:

$$x + 2y = 25$$

$$x + y = 13$$

y el resultado es:

$$x = 1$$

$$y = 12$$

4.1. Metodología

A continuación se describe la metodología seguida al trabajar con MatLab. Lo primero fue diseñar un modelo en SimMechanics. Un aspecto importante era tener un modelo parametrizado, fácilmente modificable. Por esta razón, el modelo en SimMechanics, es decir, el conjunto de cajas unidas entre sí en la interfaz gráfica, tenía que trabajar en conjunto con un archivo de MatLab. Se precisaba un archivo del tipo M-File, o *script*.

Este archivo contiene todo lo que podríamos denominar *entrada de datos* y realiza las operaciones matemáticas necesarias para obtener más datos que necesita el modelo SimMechanics para funcionar.

Se comienza con la introducción de los valores de a , b , ángulo inicial... A partir de los datos iniciales, se calculan las posiciones de cada uno de los puntos del mecanismo en su posición inicial. Para ello hay que determinar ángulos mediante herramientas geométricas (teorema de Pitágoras y teorema del coseno fundamentalmente). Con los ángulos, ya se pueden calcular las coordenadas de cada punto en su posición inicial. Primero, cada una de las componentes (x, y, z) , luego se componen los vectores de posición de cada punto.

También hacen falta los vectores de posición de los centros de masas, así como definir unos vectores de orientación. Con estos datos, el programa define los ejes de coordenadas locales de cada barra. Esto es importante para la recogida de datos, porque así podemos verlos en la dirección de cada barra.

También se introducen datos de masas e inercias. A priori esto no es importante, las fuerzas de inercia no son significativas, pero el programa necesita datos.

Después de esto, el archivo M genera las funciones de movimiento, para el análisis cinemático, y las fuerzas y momentos, para el análisis dinámico. Esto se explicará más adelante.

Tras ejecutar este archivo ya se puede simular el modelo hecho en SimMechanics. Hay modelos diferentes para analizar la cinemática y la dinámica. Sin embargo, el archivo de entrada de datos es siempre el mismo. De ahí la necesidad de que sea lo más completo y flexible posible.

La ejecución de los modelos SimMechanics crean nuevas variables en el espacio de variables de MatLab. Exactamente, almacenan las variables cinemáticas o las fuerzas y momentos que recogen los sensores colocados en las uniones entre barras del modelo. Mediante otros *scripts* se gestiona esta información y se hacen las gráficas y tablas pertinentes.

4.2. Cinemática

Para analizar la cinemática del mecanismo se simula un movimiento del mismo. Dicho movimiento será de ascenso de la grúa desde una posición inicial con ángulo $\varphi = 10^\circ$, ángulo que forma la barra 1 con la vertical. Si este ángulo fuera de 0° el sistema estaría en una posición singular problemática. Al tratar de empujar la grúa hacia arriba

en esa posición, esta podría bloquearse, subir de la manera correcta o realizar un movimiento incorrecto doblándose hacia la izquierda. Un pequeño posicionado inicial evita estos problemas.

En estas simulaciones las fuerzas de inercia no son importantes. Por otra parte, no es necesario considerar ni el peso propio de la estructura ni la carga. Estos pesos son soportados por los cables. Como se ha comentado anteriormente, la misión de esta estructura no es la de soportar pesos.

El movimiento se realiza actuando sobre la barra 5. Se quiere imitar el movimiento real de un puente grúa: la posición de dicha barra cambiará de 0 a h y la velocidad y aceleración serán nulas en los puntos inicial y final. Este movimiento se simula mediante un polinomio de quinto grado que cumpla las condiciones anteriormente dadas. En efecto, esto se asemeja al movimiento real de un puente grúa siempre que el operario realice las maniobras de manera suave y sin provocar colisiones con los topes fin de carrera.

La cinemática del mecanismo es igual para una misma relación entre a y b , si nos fijamos en los ángulos. Esto es, el escalado del mecanismo (de cara a un posible modelo a escala) no afecta a los giros. Esto resulta trivial: las estructuras escaladas son semejantes, por tanto sus ángulos son iguales. Si además el tiempo del movimiento es el mismo, misma posición angular y mismo tiempo implica necesariamente mismas velocidad y aceleración angulares.

En esta fase comprobaremos las aperturas máximas y mínimas de cada unión. En uniones múltiples donde hay que elegir qué barra se une con cuál, se preferirán las uniones de menor apertura siempre que sea posible.

A modo de ejemplo se explica el nudo A:

- En este nudo confluyen tres barras: la 1, la 2 y la 6.
- El número de uniones es $(n - 1) = (3 - 1) = 2$.
- Hay tres posibles uniones posibles entre estas tres barras.
- Elegimos unir 1 con 2, así como 2 con 6.

En el cuadro 4.1 se pueden ver los rangos de giro de cada ángulo.

Nombre del ángulo	Rango de giro
ϵ_1	$[0..90^\circ]$
ϵ_2	$[90^\circ..180^\circ]$
α	$[0..<90^\circ]$
β	$[0..\tilde{130}^\circ]$

Cuadro 4.1: Giros en el mecanismo

Esta información puede ser útil para la fase de construcción, cuando se diseñe cada uno de los elementos reales que formarán parte del mecanismo.

Además, se saca la siguiente conclusión en cuanto a la relación $a : b$: conforme más estrecha se hace la estructura (cuanto menor es b respecto de a) los ángulos varían de distintas maneras (ver cuadro 4.2):

$\epsilon_1 = \text{const}$	$\alpha \nearrow$
$\epsilon_2 = \text{const}$	$\beta \searrow$

Cuadro 4.2: Tendencia de los ángulos cuando la estructura se estrecha ($\frac{a}{b} \searrow$)

A continuación se muestran las gráficas que representan los giros en el sistema durante el movimiento de elevación del mecanismo. Como se ha indicado anteriormente, hay tres giros diferentes: ϵ , α y β .

Se ha simulado para un valor de $b = 2$ y diferentes valores de a (4; 3; 2; 1,5). El giro en ϵ es independiente de la relación entre a y b , por eso aparentemente sólo hay una variante graficada para el giro ϵ .

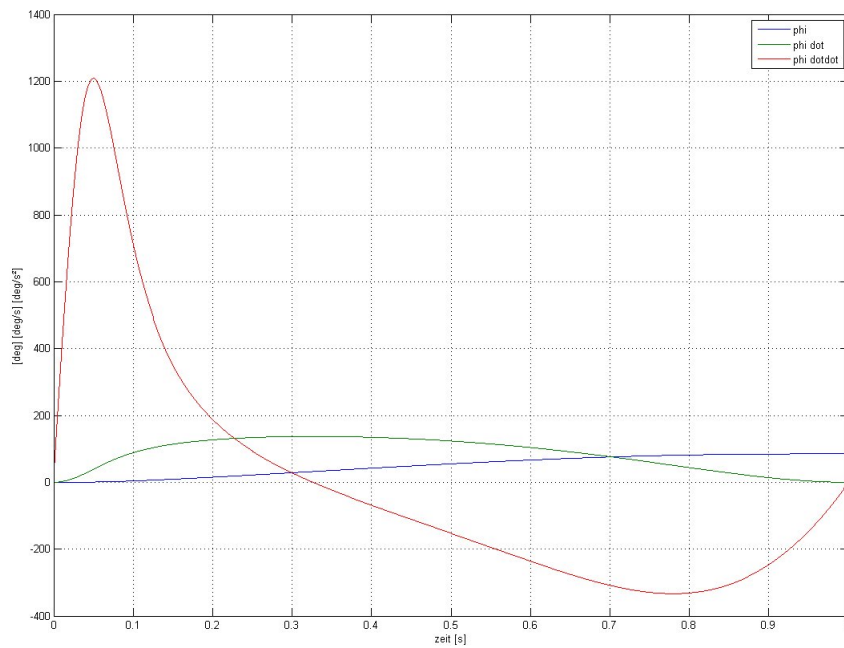
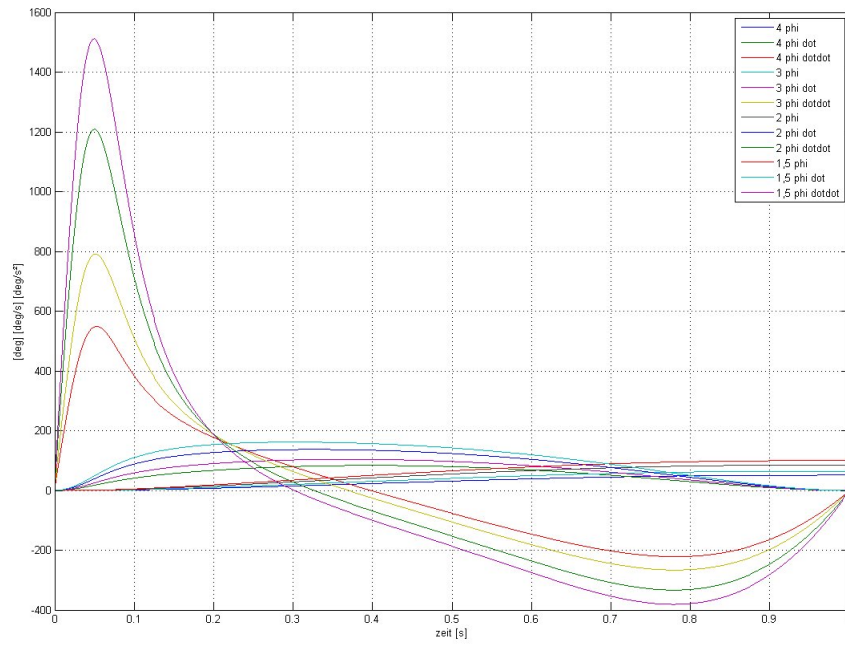
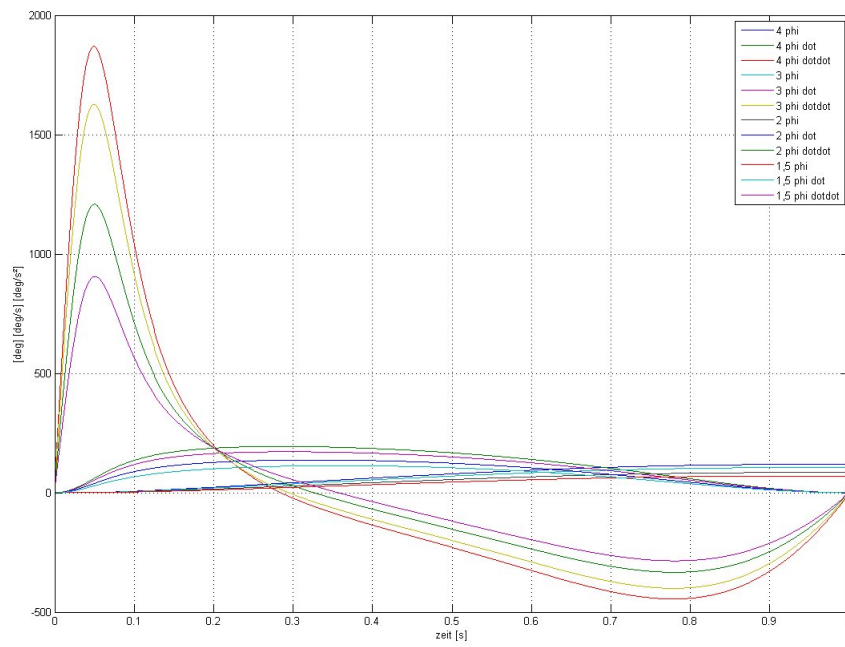


Figura 4.5: Cinemática del ángulo ϵ

Figura 4.6: Cinemática del ángulo α Figura 4.7: Cinemática del ángulo β

4.3. Dinámica

Una vez analizado cómo se comporta el mecanismo en movimiento, interesa probar el comportamiento del mismo cuando actúa como estructura. Esto significa bloquear el mecanismo en una posición determinada, bloquearlo para obtener una estructura, y aplicar una fuerza. Esta fuerza imita una posible acción realizada sobre la carga.

Ya no se necesita la función de movimiento, sino una fuerza. Se conviene en tomar una fuerza \vec{F} de valor 1000 N en dirección horizontal y hacia la izquierda. La primera pregunta es dónde aplicar esta fuerza.

Nuestro mecanismo no es más que el estabilizador de la carga. Dicha carga va alojada de alguna manera en un soporte colgado de la barra inferior del mecanismo, la barra 5. El operario que tenga que trabajar sobre la carrocería elevará la grúa hasta una posición en la que pueda acceder cómodamente a la zona que requiera. Cuando trabaje sobre la parte superior, probablemente baje la grúa hasta las posiciones más bajas; igualmente, para acceder a los bajos del chasis elevará la carga.

La fuerza que el operario realiza sobre la carga se hace siempre a una cierta altura sobre el suelo, la altura de sus manos. Por convenio, se fija dicha altura en 1,5m. Por tanto, el punto de aplicación de la fuerza está situado a 1,5m del suelo. Esta línea de actuación de la fuerza es independiente de la posición a la que esté situada la grúa. Esto conlleva que la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y la estructura depende de la posición vertical de la misma. Se puede calcular fácilmente:

$$\Delta h = H - h_{mano} - h \quad (4.3)$$

donde:

Δh : distancia entre fuerza y barra 5.

H : altura total desde el suelo al techo.

h_{mano} : altura del punto de aplicación de la fuerza medida desde el suelo.

h : distancia desde el techo hasta la barra 5. Depende de la posición de la grúa y se calcula mediante

$$h = 2b \cos \varphi \quad (4.4)$$

La fuerza desarrollada por el obrero sobre la carga, a una cierta distancia de la estructura, produce no sólo el efecto de la fuerza como tal, sino que también aparece un momento. Este valor de este momento será más alto con la grúa en posiciones elevadas.

Se traslada la fuerza al punto central de la barra 5. La acción equivalente es una fuerza horizontal con sentido hacia la izquierda junto a un momento en el sentido de las agujas del reloj y de módulo:

$$M = Fh \quad (4.5)$$

Nuestro sistema es un sistema lineal gobernado por ecuaciones exclusivamente lineales. Gracias a esto es de aplicación el Teorema de superposición. La solución al problema global, donde se aplican la fuerza y el momento, es la suma de las soluciones respectivas al aplicar sólo la fuerza y sólo el momento.

Realmente se puede calcular la solución final directamente, no es ningún problema para el simulador. Sin embargo, es interesante ver las soluciones por separado y entender cuál es la influencia de la fuerza y del momento en el resultado final. La fuerza siempre es la misma, mientras que el momento varía fuertemente con la posición vertical de la grúa.

Lo que ocurra en la barra 5 no es objeto de este estudio. La barra 5 forma parte del armazón, caja o soporte donde se coloca la carga y se calculará conjuntamente con él. Se le presupone una resistencia y rigidez muy superiores a las del resto del sistema.

4.3.1. Influencia de la fuerza

A excepción de la barra inferior, la estructura que se está estudiando es lo que en Teoría de Estructuras se llama celosía plana. Si cortamos esa barra inferior el resultado es un conjunto de barras unidas entre sí y con el suelo exclusivamente mediante uniones articuladas. Las fuerzas transmitidas desde esa barra 5 a las barras 6, 7 y 4 están aplicadas en nodos.

En una celosía, las barras de la estructuras están sometidas exclusivamente a tracción y compresión. Si esto no se cumpliera en la simulación sería indicador de que algo se está haciendo mal.

Además, los valores de estos esfuerzos no dependen en ningún caso de la longitud de las barras. Únicamente dependen de las fuerzas externas y de la disposición de las barras, es decir, cómo están unidas y los ángulos que forman entre sí.

De aquí se saca una conclusión importante: el escalado geométrico del sistema no afecta a la respuesta dinámica. En caso de construir un modelo a escala, lo cual es un objetivo a medio y largo plazo del IGM, los esfuerzos en las barras y las fuerzas que han de soportar los cojinetes serán los mismos que en el modelo real siempre y cuando la fuerza externa sea la misma.

Por otra parte, los esfuerzos de tracción son menos perniciosos que los momentos flectores, ya que las tensiones asociadas a ellos son en general mucho menores.

En un primer momento se simula para los valores $b = 2$ y $a = (4; 3; 2; 1,5)$. El programa tiene problemas para calcular la variante en la que $a = b = 2$. Es una situación muy singular y era previsible que ocurriera algo así. No obstante, se sustituye por la variante $a = 1,1b = 2,2$ para comprobar qué ocurre cuando $a \approx b$. En la gráfica 4.8 están representadas las fuerzas en las 13 uniones de la estructura. Para cada unión se representan las cuatro variantes mencionadas, en orden de izquierda a derecha.

La primera conclusión es clara: una estructura estrecha soporta unas cargas mucho mayores que una ancha. Sin embargo, ocupa menos espacio y necesita menos material. Habrá que llegar a un compromiso.

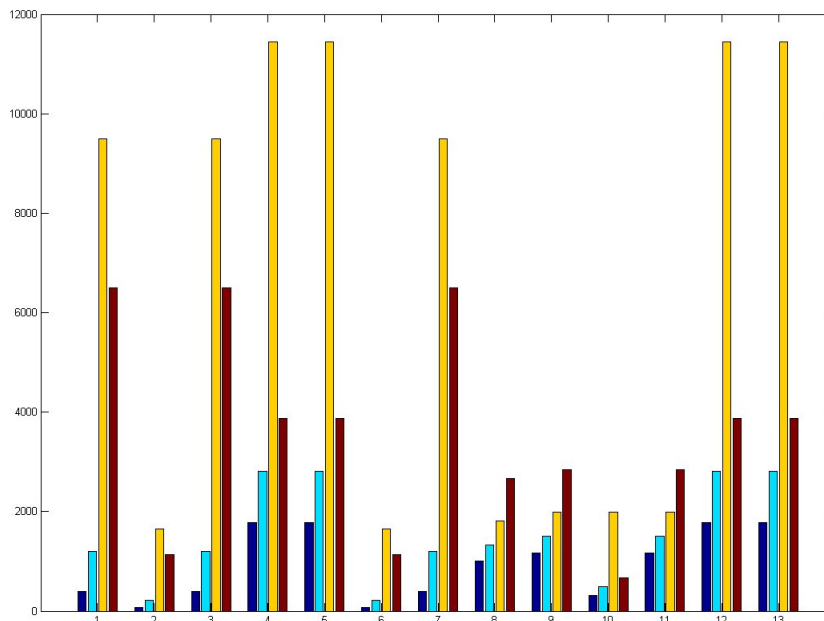


Figura 4.8: Fuerzas en las articulaciones

En cualquier caso, se descarta la opción en la que la longitud a es similar a la longitud b . La variación de estas fuerzas sigue un patrón que informalmente podríamos considerar exponencial. También se descarta la opción en la que $a < b$. Geométricamente es poco ventajosa, la grúa se hace demasiado grande. Las fuerzas, aún siendo menores que las de la opción $a \approx b$ son mucho mayores que para opciones intermedias entre $a = 2b$ y $a = b$.

Estas conclusiones aconsejan la siguiente elección de datos para simulaciones más exhaustivas (tabla 4.3):

b	2			
a	4	3,5	3	2,5
φ	10°		60°	

Cuadro 4.3: Datos de entrada para simular la dinámica

En los anexos se encuentran los valores de los esfuerzos en las barras y las fuerzas en las articulaciones para todas las combinaciones posibles. Se incluye también un diagrama donde se representan todas las fuerzas internas que se dan entre barras, con su dirección y sentido correspondientes.

Como era de esperar, todas las fuerzas en las articulaciones están en la dirección de las diferentes barras. Por tanto, dichas barras están sometidas exclusivamente a tracción y compresión.

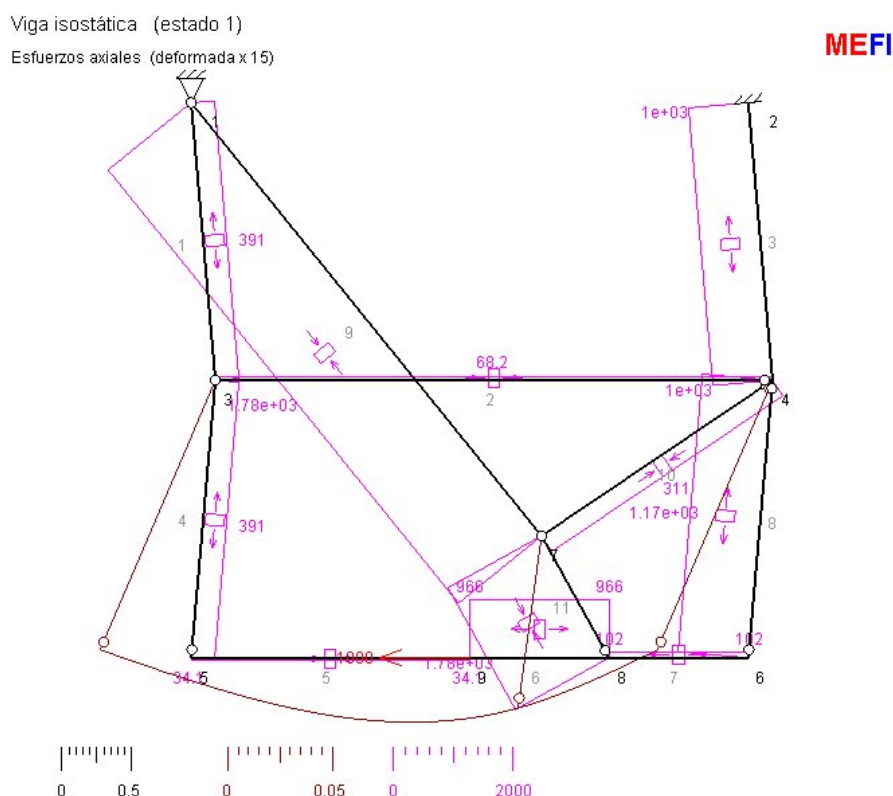


Figura 4.9: Esfuerzos axiales en Mefi

A modo de prueba, se utiliza el programa Mefi, sucesor de Ameb. Ameb fue utilizado en las prácticas de Elasticidad y Resistencia de Materiales y en las de Teoría de Estructuras. Mefi, al igual que antes Ameb, calcula diagramas de esfuerzos. No es un programa demasiado flexible, pero si para una combinación de datos corrobora los resultados de SimMechanics se puede afirmar que se está trabajando bien.

El resultado de Mefi coincide plenamente con el obtenido por SimMechanics. Sólo hay esfuerzos de tracción y compresión excepto en la barra 5, donde también hay cortante y flector. Los valores numéricos de los esfuerzos también coinciden (ver figuras 4.9 y 4.10).

4.3.2. Influencia del momento

Para el cálculo de la aportación del momento aprovechamos la experiencia adquirida durante los cálculos exclusivamente con la fuerza. Lo hacemos directamente con las combinaciones de valores de la tabla 4.3.

En los anexos se encuentran todos los resultados.

Nuevamente obtenemos únicamente tracción y compresión salvo en la barra 5. Es interesante observar el diagrama de fuerzas de reacción en las uniones. A ciertas barras la fuerza les produce tracción mientras que el momento asociado les produce compresión.

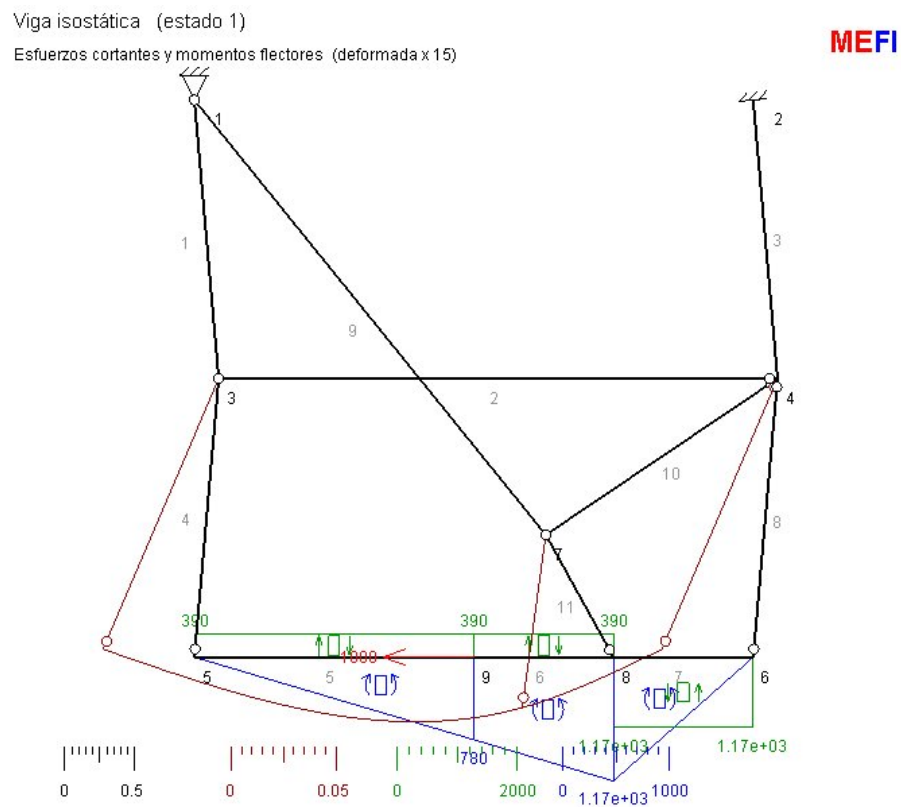


Figura 4.10: Esfuerzos cortantes y flectores en Mefi

sión. En estos casos los esfuerzos provocados por uno se podrán compensar, totalmente o en parte, por los que produce el otro. Otras en cambio, sufren el mismo tipo de esfuerzo.

Esto ocurre porque, mientras que en el caso de la fuerza ambos laterales de la estructura están cargados de igual manera, en el caso del momento no ocurre así. El momento carga un lateral a tracción y el otro a compresión.

También se ve que las barras interiores, la 7, la 8 y la 9, que son las barras pertenecientes a deltoides que no lo son a su vez de cuadriláteros, no se ven afectadas por el efecto del momento.

A la vista de los resultados, el efecto del momento depende mucho de la posición de la grúa. Los valores debidos al momento cuando $\varphi = 10^\circ$ son muy pequeños comparados con los valores debidos a la fuerza. Sin embargo, ocurre todo lo contrario para valores obtenidos con $\varphi = 60^\circ$. En este caso los valores debidos al momento son muy similares, incluso mayores en algunos casos.

Resulta evidente que no se pueden despreciar los efectos de este momento y hay que tener en cuenta el resultado global del problema.

4.3.3. Análisis dinámico global

El cómputo total de fuerzas depende mucho de la posición de la grúa. Para una misma fuerza de igual valor y en el mismo sentido, con la grúa a distintas posiciones, una misma barra puede estar traccionada o compresionada. Además hay mucha diferencia entre las solicitaciones de las diferentes barras para una misma posición. Y las secciones más solicitadas en unos casos no lo son en otros.

Por tanto, no se pueden establecer unas conclusiones claras sobre qué barras soportan siempre una carga mayor. A esos efectos, estará en manos del diseñador dimensionar cada barra por separado o elegir un perfil común que cumpla con la solicitación máxima en cada caso.

Con los valores obtenidos para las cuatro combinaciones posibles de la relación entre a y b , y teniendo en cuenta el tamaño de cada una de estas configuraciones, hay que escoger una. Ya se ha avanzado anteriormente que grúas más estrechas soportan unos esfuerzos mucho mayores, y que cuanto más se estrecha, más fuerte es el aumento de dichos esfuerzos. Además, ahora se tiene también el efecto del momento asociado a la fuerza.

Este efecto es especialmente provechoso en la combinación $b = 2; a = 3,5$. En la posición $\varphi = 10^\circ$ dicho efecto no es notable. En cada miembro de la estructura el valor del esfuerzo axial sigue el comportamiento ya descrito hasta ahora. Si nos fijamos en la posición $\varphi = 60^\circ$, veremos que hay muchos valores anormalmente bajos. Casualmente en esta disposición se compensan los efectos del momento y de la fuerza en muchas de las barras. En otras hay esfuerzos elevados, pero siguen el comportamiento habitual en la fuerza. Por tanto, se elige como una disposición favorable.

Capítulo 5

Construcción

5.1. Modelo tridimensional

Antes de acometer la construcción del mecanismo se busca hacer un predimensionado, sin perjuicio de las modificaciones futuras tras analizar el modelo final que resulte mediante elementos finitos o el método que corresponda.

Lo primero que se piensa es cómo será el modelo real. Uno se percata de que el modelo bidimensional no representa demasiado bien la realidad. Hay puntos donde deben unirse varias barras entre sí, hay barras que se cruzan, los extremos de las barras reales no coincidirán con los puntos de unión, sino que estarán más lejos... En resumen, no puede tenerse todo en un mismo plano. Habría colisiones y problemas constructivos.

Hay que idear una estructura tridimensional pero casi bidimensional; esto es, distribuir las distintas partes del mecanismo en varios planos. Los nexos de unión entre planos son unos ejes en dirección transversal a dichos planos que en proyección coinciden plenamente con los puntos de las articulaciones.

El problema ahora es cuántos planos elegir y cómo distribuirlos. Para esta tarea no hay una fórmula matemática. El sentido común, la intuición y la experiencia son las únicas herramientas posibles. Afortunadamente, en el IGM hay personas con una amplia experiencia laboral en el campo de la construcción de máquinas cuyo asesoramiento fue de gran ayuda.

Trabajando en equipo se elaboran varias propuestas. Finalmente se escoge una, la que parece mejor. Consta de 6 planos. Tiene la particularidad de que las barras 1 y 3 se han duplicado para dar robustez y equilibrio a la estructura (ver figura 5.1).

Pero antes de continuar y entrar a pensar en los detalles constructivos, nos damos cuenta de que esta disposición tridimensional altera la dinámica. Una fuerza como la fuerza \vec{F} usada es fuente de momentos que hasta ahora no existían. Es necesario probar de nuevo el análisis dinámico para un modelo tridimensional y ver qué ocurre con estos momentos que aparecen en el eje vertical.

El modelo tridimensional (figura 5.2) es una modificación del anterior. Se añaden elementos cuerpo para los ejes. Hay que modificar las coordenadas de los puntos de cada barra. La unión entre barras sigue el principio de que toda barra se une al eje que

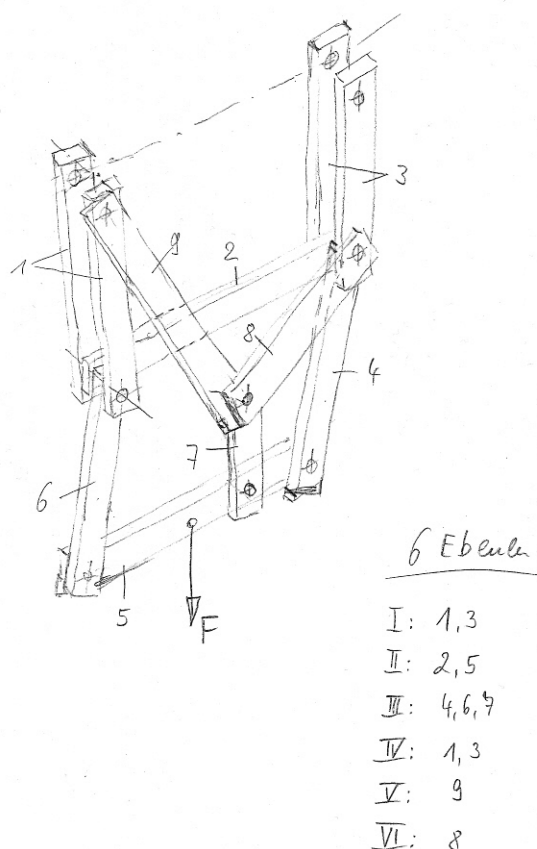


Figura 5.1: Modelo tridimensional

corresponda.

Tras simular el modelo para obtener los valores de las reacciones en los apoyos vemos que las fuerzas coinciden con las obtenidas anteriormente. Lo que interesa ahora son los momentos.

Tas analizar los datos nos encontramos con que no podemos asegurar su validez. Aparecen muchos valores nulos o prácticamente nulos en puntos donde debería haber valores significativos. La conclusión es que localmente nos encontramos con sistemas de ecuaciones indeterminados y MatLab es incapaz de dar un resultado válido. El problema de esto es que esos momentos afectan fundamentalmente a los ejes y se hace difícil dimensionarlos.

A esto se añade el problema de las barras, que unas están más cargadas, otras menos, otras depende de la situación. Es difícil establecer la conveniencia de utilizar perfiles diferentes para ciertas barras.

Hay demasiadas incógnitas respecto a un dimensionado inicial, muchos problemas que necesitan de mucho tiempo. Finalmente se decide continuar con el proyecto ayudándose de datos de la bibliografía y sabiendo que tras el análisis mediante el MEF

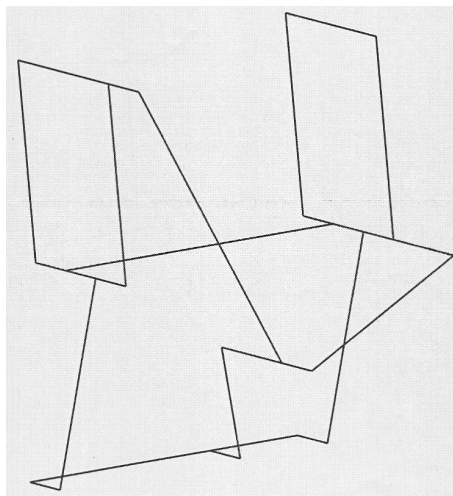


Figura 5.2: Modelo tridimensional en SimMechanics

será posible modificar los datos que sean necesarios.

5.2. Construcción del modelo

Hay que tomar decisiones sobre cómo será el modelo. En primer lugar, hay que pensar qué tipo de perfil se usará. Lo estándar en estos casos es la viga cajón. Tiene la ventaja de ser barata y ofrecer unas buenas propiedades mecánicas con un peso relativamente bajo. Son razones suficientes para utilizarlo.

Respecto al material y dimensiones, una grúa real estaría construida con vigas de acero. Un modelo a escala para el laboratorio se haría en aluminio. Nosotros estamos trabajando con una fuerza de valor 1000 N. Este es un valor que hemos considerado realista para simular la acción del trabajado sobre la carga. Sin embargo, un análisis más exhaustivo podría modificarlo. En efecto, no es lo mismo un martillazo en el chasis dado por un operario que un taladro pequeño hecho por un robot.

Las dimensiones del perfil dependen en gran medida del material, que de momento no hemos seleccionado. Además hemos visto que hay mucha disparidad en los valores de los esfuerzos en las barras. Unido a que no podemos considerar la fuerza \vec{F} como una fuerza única y universalmente válida no tiene mucho sentido establecer el perfil a través de ella. Además, lo interesante de esta estructura, más allá de la resistencia, es la rigidez del conjunto, cosa que aún no puede ser medida. Un cálculo más exhaustivo para elegir un buen perfil llevaría mucho tiempo y no merece la pena, porque en cualquier caso, al final habrá que volver atrás y corregir. Por tanto, se consulta la bibliografía para elegir un perfil.

En el trabajo realizado por B. Feuze [9] se hace una comparativa entre el mecanismo de Kempe y el mecanismo de tijera y el de Sarrus. En dicha comparación, para considerar equivalentes los tres modelos, se utiliza el criterio de que los tres modelos

tengan una masa similar. Como modelos de mecanismo en tijera y mecanismo de Sarrrus se utilizan datos de modelos reales. Para el mecanismo IGM utiliza un perfil en viga cajón de dimensiones 90x30x3 mm. Se decide utilizar este perfil en este trabajo. Sin embargo, se comprueba que no es un perfil muy estandarizado. Tras mirar varios catálogos y consultar al proveedor habitual del IGM se decide un perfil 80x30x3 mm, mucho más fácil de encontrar.

Lo siguiente es diseñar las uniones entre barras. Ya se ha adelantado que al haber diferentes planos y unos ejes transversales a dichos planos lo lógico es una unión entre las barras y los ejes, de forma que se permita el giro entre ambos. En principio no se recomienda utilizar rodamientos. Las velocidades de giro no son elevadas y la carga a soportar no es tan elevada a priori. En el caso de un modelo a escala se hacen totalmente innecesarios. La solución más sencilla consiste en taladrar unos orificios en los extremos de las barras por los que se harán pasar los ejes. Puesto que la pared de los perfiles es muy delgada se usarán unos casquillos que aporten resistencia y rigidez local. Dichos casquillos irán atornillados a los perfiles.

A continuación se describen las piezas diseñadas, cuyos planos pueden verse en los anexos:

Perfiles: Viga cajón. Taladro grande para alojar los casquillos y taladros pequeños para los tornillos. Tolerancia en el agujero grande donde va encajado el casquillo.

Casquillos: El casquillo es partido y las mitades no son exactamente iguales. Difieren en los agujeros por donde pasan los tornillos. Mientras que en uno son agujeros pasantes roscados, en el otro son agujeros pasantes normales pero se mecaniza un hueco para alojar la cabeza del tornillo. Hay que prestar atención a la calidad superficial y a las tolerancias de las caras en contacto con caras de otras piezas.

Además de las tolerancias para las uniones donde debe haber zunchado o juego, hay dos tolerancias especiales. Por un lado, se busca que el conjunto de casquillos pertenecientes a una barra midan una décima de milímetro más que su valor nominal. El objetivo es que la serie de conjuntos barra con casquillos esté bien apretada y no haya holguras en la dirección de los ejes. Por otra parte, interesa una holgura de un par de décimas entre ambas mitades, en el interior de la viga cajón. Así se asegura un correcto apriete entre casquillos y entre casquillos y perfil cuando se atornille el conjunto.

Distanciador: Ya se ha dicho que los grupos perfil-casquillos han de estar apretados entre sí. Sin embargo, en dos de los ejes hay un "hueco". En esos lugares se coloca un cilindro distanciador que sustituye a esos casquillos que no están y mantienen el conjunto apretado en dirección axial. Su dimensión longitudinal es la misma que dos casquillos juntos, con la misma tolerancia.

Tornillos: Por el lugar donde van los tornillos, se estima que conviene usar tornillos de cabeza cilíndrica baja con guía para llave Allen. La norma DIN 6912 regula este

tipo de tornillos. Se escogen tornillos M5 x 40mm. Con la norma se dimensionan detalles de los casquillos.

Anillos de seguridad: El conjunto de casquillos sobre un eje está apretado. Para esto hay que poner algún tipo de tope en los extremos de los ejes. La norma DIN 471 regula anillos de seguridad que encajados en ranuras practicadas en ejes cumplen esta función. El eje es de diámetro 30mm. El anillo que se precisa es el 30 x 1,5 mm.

Ejes: Hay ejes de diferentes longitudes. Puesto que cada conjunto perfil-casquillos mide una anchura fija, podemos medir los ejes en perfiles que caben en él, o lo que es mismo, en planos del mecanismo que atraviesa dicho eje. De este modo tenemos tres ejes que miden 2 planos, tres que miden 4 planos, uno que mide 5 planos y otro que mide 6 planos. En los anexos se representa únicamente el eje de longitud 2 planos. Los demás tienen los mismos detalles constructivos, sólo que son más largos.

Mediante la norma DIN 471 de anillos de seguridad se diseñan las ranuras. La longitud funcional del eje, cuya cota tiene el valor nominal 103, tiene en cuenta la longitud de los casquillos así como la anchura de los anillos.

Con estas premisas se procede al diseño de las piezas en Autodesk Inventor y a ensamblarlas. El procedimiento es el habitual en este tipo de programas. Para cada pieza se parte de un “boceto”, un dibujo en dos dimensiones, que será la base de la pieza tridimensional al aplicarle una extrusión o revolución. Con todas las piezas hechas por separado se hace el modelo del conjunto y allí se ensamblan las piezas necesarias. Los elementos normalizados se obtienen de la biblioteca que tiene el propio programa.

Un aspecto positivo de este tipo de software es la posibilidad de parametrizar los datos. Es posible asignar nombres de variables al valor de las diferentes medidas de las piezas. Estas variables, junto a su valor numérico, deben estar almacenadas en una hoja de cálculo. Con el modelo terminado es sumamente fácil cambiar los valores en la hoja de cálculo y actualizar el modelo en Inventor.

Con el modelo de la grúa terminado, y habiendo definido correctamente las interacciones entre elementos, se comprueba que el movimiento de ascensión y descenso es posible y se realiza satisfactoriamente. Si aquí funciona bien, en la realidad también debería hacerlo.

A continuación algunas figuras ilustrativas del modelo:

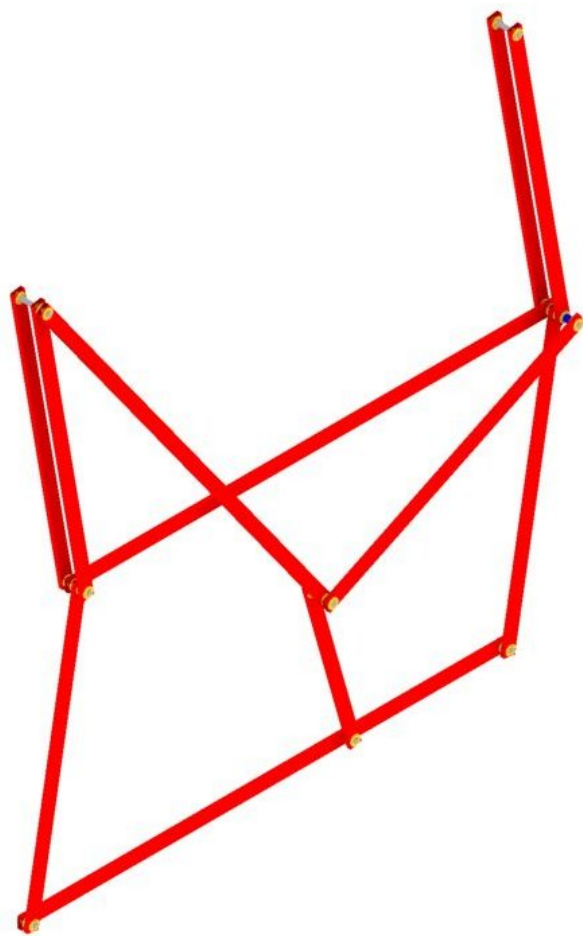


Figura 5.3: Modelo tridimensional en Inventor

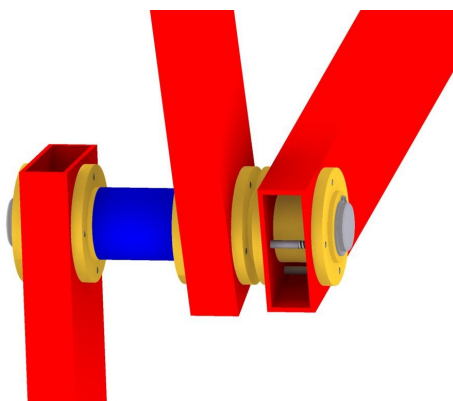


Figura 5.4: Detalle del eje F

Capítulo 6

Método de los elementos finitos

Para finalizar el proyecto, se hace un análisis de la estructura mediante el método de los elementos finitos (MEF). Se escoge el programa ABAQUS, que es el usado habitualmente en el IGM.

Trabajar en ABAQUS con un modelo como el que se usa aquí resultó mucho más complicado de lo que parecía a priori. Durante la carrera de Ingeniero Industrial en el CPS se aprende a trabajar con elementos finitos, siempre con una única pieza. El modelo obtenido en el capítulo anterior tiene más de 150 elementos. Dicho modelo se puede exportar a ABAQUS pero sólo se exporta el *dibujo* y la posición de las piezas. Las piezas no están realmente unidas, hay que definir todas las interacciones que hay entre ellas.

En un principio se puede pensar que no hay tanta diferencia entre trabajar con una o con muchas piezas. La realidad es que hay multitud de opciones que hacen cosas parecidas y que se desconocen al enfrentarse a este problema por primera vez. El aprendizaje hasta conseguir resultados satisfactorios fue largo.

Hay piezas que no son necesarias en este análisis. La función de los tornillos es mantener los casquillos y los perfiles unidos de manera solidaria. Por tanto, una vez le digamos al programa que dichas piezas han de permanecer unidas ya no son necesarios. Lo mismo ocurre con los anillos de seguridad.

También es necesario hacer alguna pequeña modificación en la geometría. Por ejemplo, las ranuras de los ejes, o redondeados en los perfiles. Son detalles necesarios en la construcción pero que añaden mucha dificultad al cálculo mediante el MEF. En el mejor de los casos, alargan el tiempo de simulación; en el peor, son fuente de errores de cálculo.

Se impone, por tanto, modificar el modelo en Inventor. Se eliminan los agujeros para los tornillos de los casquillos, los tornillos, las ranuras y chaflanes de los ejes, anillos de seguridad y redondeamientos de los perfiles. Este nuevo modelo se puede exportar a formato STEP, un formato que ABAQUS puede importar.

Hay que aclarar que en ABAQUS se pierde la parametrización de la que se disfruta en Inventor. Una vez hecho un modelo no se puede modificar de manera rápida y sencilla. Tampoco se puede modificar la posición de la grúa. Por tanto, toda modifi-

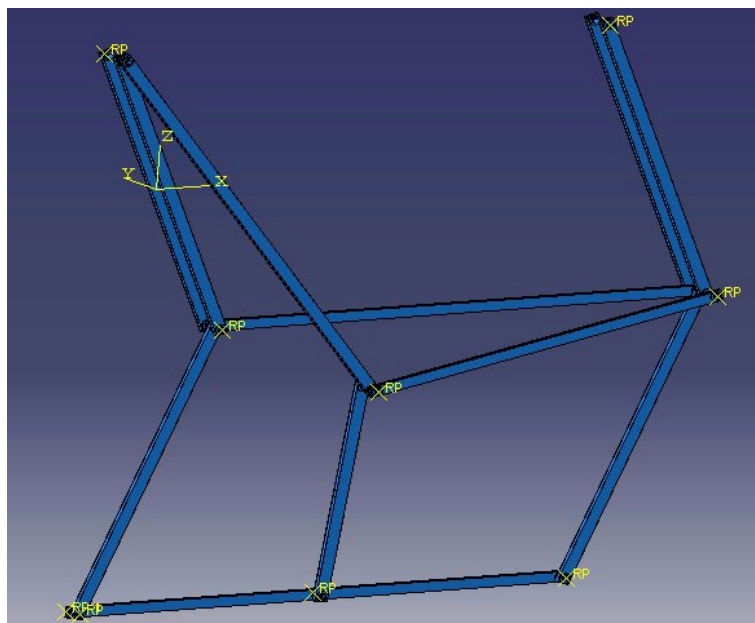


Figura 6.1: Ensamblado del modelo en ABAQUS

cación hay que hacerla en Inventor, exportar e importar. Y después de esto, hay que trabajar ese modelo antes de poder mallar, definir interacciones entre piezas, definir propiedades...

En ABAQUS existen las partes, *Parts*. El modelo se ensambla en el módulo *Assembly*, con imágenes de las partes, las llamadas *Instances*. Cuando se importa un modelo y se crean las *instances* por defecto, se crea una *instance* por cada parte. Esto no es conveniente porque hay piezas repetidas, sobre todo los casquillos. De esta manera habría que definir propiedades y mallado para cada una de las piezas. Esto llevaría mucho trabajo. En la figura 6.1 se ilustra el modelo ya ensamblado.

Para evitarlo se hace otra cosa que desgraciadamente también resulta ser bastante laboriosa, pero menos. Se trata de eliminar las *instances* y *parts* repetidas y crear nuevas *instances* bien colocadas.

El siguiente paso es definir las interacciones entre piezas. Por un lado, se define la interacción entre piezas en contacto entre las que es posible un movimiento relativo. Esto ocurre entre los ejes y los casquillos. La propiedad del contacto se especifica con un comportamiento de contacto tangencial sin fricción y con un comportamiento normal que impida la penetración.

Por otro lado se crean definiciones de *Constraints* de varios tipos. La restricción *Coupling* permite fijar los casquillos en dirección axial. Mediante *Rigid* se hace rígida la barra 5, la inferior. Con *Tie* se crean las uniones sólidas entre perfiles y casquillos.

En todos los casos de contacto entre superficies una de ellas es la superficie maestra, *master*, y la esclava, *slave*. Elegir cuál es cuál es un asunto importante. Una elección incorrecta puede dar errores en la simulación. Por ejemplo, una superficie no puede ser superficie esclava en varias definiciones de contacto. Además, conviene definir una

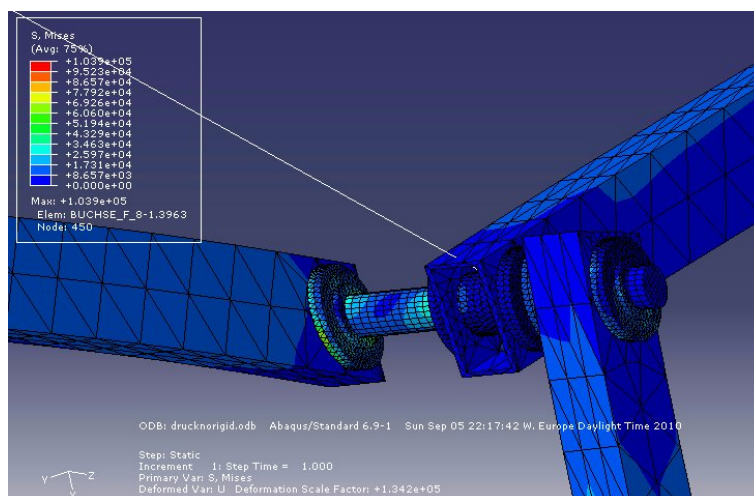


Figura 6.2: Tensiones

tolerancia que abarque todos los nodos que deban “atarse”. Se especifica una tolerancia de 1mm.

Con la geometría definida, se pueden definir las propiedades de material. En este momento se ve claro que no se va a construir un modelo a escala a corto plazo. Viendo lo costoso que resulta preparar un modelo se decide utilizar las propiedades del acero, material que se usaría en un modelo real, y únicamente en un solo modelo.

El objetivo de este proyecto no es obtener la mejor optimización de elementos finitos. Por eso se emplea el mallador de ABAQUS. Dependiendo de la parte se utiliza un elemento distinto. Los ejes y el distanciador se mallan con un elemento de forma hexaédrica, el elemento C3D8R, un elemento lineal de 8 nodos. El resto de elementos, con una geometría más complicada, se mallan con un elemento tetraedro C3D4, lineal de 4 nodos.

En cuanto a cargas, se aplica una presión en un extremo de la barra inferior tal que multiplicada por el área transversal del perfil resulte una fuerza de 1000N. Además, los ejes A_0 y B_0 se consideran fijos, unidos a la bancada.

Por conveniencia, para comparar con otras líneas de investigación relacionadas que hay abiertas en el IGM, esta vez la fuerza se aplica en sentido positivo del eje X, es decir, hacia la derecha tal cual vemos el modelo de frente.

Al resolver, no se aprecian grandes tensiones en las barras. Prácticamente sólo están sometidas a esfuerzo axial. También a momentos, pero las tensiones no son elevadas. Los elementos que sufren unas tensiones mayores son los casquillos (ver figura 6.2). El punto de mayor tensión está en uno de los casquillos de la barra 8 en el eje F. En la figura 6.3 se ve dicho punto. En ella se ha quitado la barra para poder ver mejor el punto exacto.

Esta tensión máxima, de aproximadamente 1 MPa es muy pequeña comparada con el límite elástico de cualquier acero.

El resultado es un desplazamiento global de la barra 5 realmente pequeño, del orden

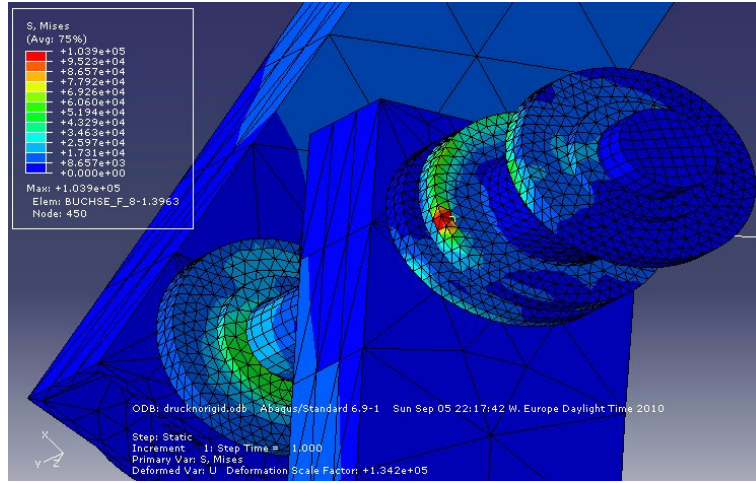


Figura 6.3: Detalle del diagrama de tensiones

de $4\mu\text{m}$. Otros cálculos hechos anteriormente y consultables en la bibliografía [9] arrojan resultados más flexibles. Eso sí, la estructura ideada en el IGM siempre es más rígida que otras soluciones que se emplean, como el mecanismo de tijera o de Sarrus.

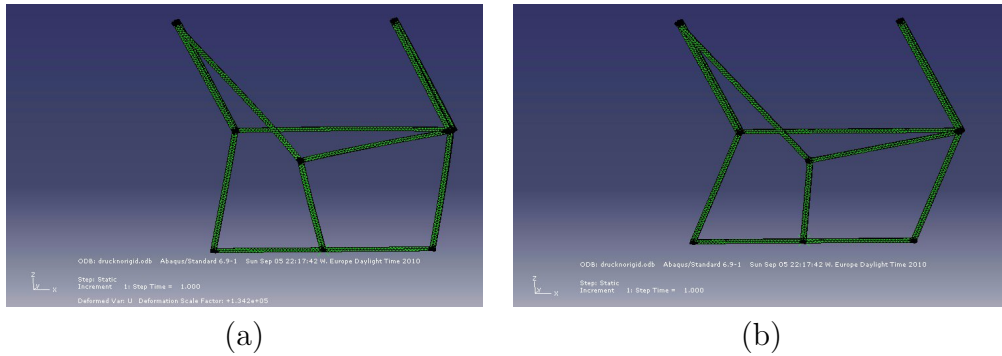


Figura 6.4: (a) Deformada. (b) Indeformada.

En este punto hay que añadir que el modelo hecho en este proyecto parte con ventaja respecto al modelo IGM del citado estudio [9]. En la fase de diseño se estimó conveniente, incluso necesario, duplicar las barras 1 y 3. Por esta razón no debe extrañar que nuestra solución sea mucho más rígida.

Además, los métodos con los que se obtuvieron esos resultados no son demasiado precisos. Se utilizó el software ADAMS y un modelo no realista, sino esquemático. Aquí se ha utilizado un modelo realista y notoriamente sobredimensionado.

A pesar de obtener un resultado tan ínfimo, del que es fácil desconfiar en un principio, se puede concluir que el mecanismo estudiado es muy rígido. En cualquier caso, es un mecanismo realizable con muchas posibilidades.

Capítulo 7

Conclusiones

En este proyecto se ha diseñado un mecanismo basado en el mecanismo modificado de Kempe para estabilizar la carga de un puente grúa. A partir de un diseño esquemático inicial se ha analizado cinemática y dinámicamente el mecanismo, que nos ha permitido hacer elecciones de cara al diseño de dicho sistema. Después se ha afrontado la tarea de diseño final del mecanismo mediante un programa de diseño asistido por ordenador. Para finalizar, se ha construido un modelo en un programa de elementos finitos para comprobar la rigidez de la estructura frente a cargas externas.

Después de realizar el proyecto, se puede afirmar que este mecanismo es una opción muy válida para su utilización como estabilizador en puentes grúa que transportan una carga sobre la cual se está trabajando. Es notablemente más rígido y robusto que otras soluciones que se usan hoy en día en la industria. Por contra, tiene una cierta complejidad aunque no tan elevada como para hacerlo inviable.

Uno de los principales inconvenientes es el espacio necesario a un lado de la grúa en posiciones elevadas. La carga sigue un ascenso vertical puro pero la estructura se ensancha por un lado. Además, estructuras más anchas soportan unos esfuerzos y unas reacciones en las uniones más elevados. Es necesario alcanzar un compromiso.

7.1. Líneas futuras de trabajo

Este proyecto es el comienzo del desarrollo del mecanismo modificado de Kempe para utilizarlo como estabilizador en puentes grúa. A partir de los resultados aquí obtenidos se puede construir un modelo a escala. En un banco de pruebas se podría verificar *in situ* el comportamiento de este mecanismo. La experiencia dice que hay problemas que pasan desapercibidos en las simulaciones y no se detectan hasta que se construye algo, a escala o no, y se prueba.

En el plano del diseño, una tarea inmediata sería el correcto dimensionado de perfiles. Esto precisa de un análisis que determine las fuerzas reales a las que está sometida una carrocería de coche en el proceso de fabricación y montaje.

No era objeto de este proyecto, pero esta estructura resulta inútil sin la parte inferior, que sujetará o transportará el chasis. O sin el diseño de cables, motores, raíles,

etc. de lo que es el conjunto del puente grúa.

7.2. Conclusiones personales

La realización de este trabajo me ha permitido aprender cómo se trabaja en el diseño de un mecanismo. He aprendido diferentes herramientas y métodos para analizar un mecanismo, obtener datos, entenderlos, proponer mejoras y comprobarlas. También he aprendido a hacer el diseño. Para finalizar, he aprendido a construir un modelo complejo en un programa de cálculo mediante elementos finitos.

Esto último fue especialmente duro porque no sólo tuve que familiarizarme con el programa, sino que tuve que aprender el funcionamiento del programa en modelos formados por numerosas piezas. Nadie del IGM tenía experiencia con eso y los manuales de software no siempre son muy explicativos. Me costó tiempo desarrollar soltura con ABAQUS.

Este proyecto ha sido realizado en el extranjero. A la dificultad propia de cualquier proyecto se une la del idioma, puesto que la lengua de trabajo en el día a día ha sido habitualmente el alemán, en ocasiones el inglés. Sin embargo, esta dificultad se ha tornado en mucho aprendizaje de vocabulario técnico y en soltura adquirida a la hora de desenvolverse en un ambiente técnico profesional.

Algo que he aprendido es que no es suficiente con entender una cosa, sino que hay que saber explicarlo. En este sentido he tenido que esmerarme bastante salvando el obstáculo que supone un idioma que no es el mío propio ni en el que he sido instruido como ingeniero.

En último lugar, he aprendido a redactar un texto científico. De nada sirve una buena investigación si no se plasma adecuadamente sobre el papel. Hasta ahora nunca había escrito un informe de esta entidad. Desde el principio me decidí a intentar escribir esta memoria con \LaTeX en lugar de con un procesador de textos ordinario. Creo que ha sido un gran acierto.

Bibliografía

- [1] J. VOLMER: *Getriebetechnik*. Vieweg. 1978.
- [2] J. NIEMEYER: *Methodische Entwicklung von Prinziplösungen bei der Auslegung ungleichmäßig übersetzenden Getriebe unter Verwendung einer Praxisorientierten interaktiven Wissensspeichers*. Disertación RWTH Aachen. Shaker. 2002
- [3] J. BEGGS: *Mechanism*. McGraw-Hill. 1995
- [4] PATENT EP 1408000A2: *Hängbahnwagen*. TMS Produktionssysteme. 2002
- [5] PATENT EP 1273549A1: *Hubvorrichtung*. Eisenmann Maschinenbau. 2002
- [6] PATENT DE 102005034339A1: *Hubvorrichtung*. Eisenmann Maschinenbau. 2005
- [7] PATENT DE 10207956A1: *Elektrohängbahn*. Rofa Rosenheimer. 2002
- [8] PATENT DE 102004045516A1: *Vorrichtung zum Heben und Stabilisieren von Lasten*. Siemens. 2004
- [9] B. L. FEUZE: *Machbarkeitsanalyse eines neuen Konzeptes des Hubsystems bei einer Elektrohängbahn durch Vergleich mit den vorhandenen Lösungen*. Studienarbeit. IGM RWTH Aachen. 2009
- [10] JUNWEI LIU: *Modelling of Deployable Folded Plates*. Mini thesis. IGM RWTH Aachen. 2009
- [11] J. CASTANY VALERI, Á. FERNÁNDEZ CUELLO, F. SERRALLER SÁNCHEZ: *Principios de diseño en el proyecto de máquinas*. Prensas Universitarias de Zaragoza. 2007
- [12] J. CASTANY VALERI, Á. FERNÁNDEZ CUELLO, F. SERRALLER SÁNCHEZ: *Análisis de la funcionalidad de elementos de máquinas*. Prensas Universitarias de Zaragoza. 2000
- [13] D. MUHS, H. WITTEL, D. JANNASCH, J. VOSSIEK: *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Vieweg. 2007

- [14] D. MUHS, H. WITTEL, D. JANNASCH, J. VOSSIEK: *Roloff/Matek Normung, Berechnung, Gestaltung*. Vieweg. 2007
- [15] G. PAHL, W. BEITZ: *Konstruktionslehre*. Springer. 2006
- [16] R. KOLLER, N. KASTRUP: *Prinziplösungen zur Konstruktion technischer Produkte*. Springer. 1994
- [17] K. ROTH: *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen*. Springer-Verlag. 2007
- [18] DÜRR AG. <http://www.durr.com>
- [19] EISENMANN AG. <http://www.eisenmann.de>
- [20] ROFA (ROSENHEIMER FÖRDERANLAGEN) GMBH.
<http://www.rofa-gmbh.de/>
- [21] SIEMENS AG. <http://www.siemens.com/entry/de/de/>
- [22] TMS (TRANSPORT- UND MONTAGESYSTEME) GMBH. <http://tms-at.com>
- [23] GETTING STARTED WITH ABAQUS. Documentación de ABAQUS versión 6.6. 2006
- [24] SIMMECHANICS USER'S GUIDE. Documentación de SimMechanics. MatLab. Simulink. 2008